

## МЕТОДИКА ОЦЕНКИ ПАРАМЕТРОВ КАВИТАЦИОННОЙ ОБРАБОТКИ СОЖ

Оптимізація кавітаційних процесів при обробці мастильно-охолоджуючої рідини в диспергаторі виконується розрахунково-експериментальним способом на основі аналізу гідроди-намических параметрів і теплової напруги обробки.

Optimizing cavitation processes in the processing of lubricating-coolant dispersants executed settlement and experimental way, based on an analysis gidrodi namicheskikh-processing parameters and teplo-napryazhennosti

В настоящее время все большее применение в разных отраслях промышленности находят гидродинамические устройства, с помощью которых в потоке жидкости создаются условия кавитации, обеспечивающие диспергирование, гомогенизацию, активацию и нагрев рабочей среды [1]. Такие устройства, в зависимости от технологического назначения и воплощенных идей их авторов, имеют различные конструкции. В частности, для обработки смазывающе-охлаждающих жидкостей (СОЖ) используются роторно-кавитационные диспергаторы.

Как правило, оценку работоспособности таких устройств выполняют по конечному продукту. При этом выбор режимов работы устройств требует значительных затрат времени и не всегда обеспечивают оптимальные условия работы установки.

Для оценки работы диспергаторов необходима методика, с помощью которой на основе анализа гидродинамических и энергетических параметров устройства можно определить степень кавитационной обработки и интенсивность ее воздействия на СОЖ.

Выполним анализ работы диспергатора, имеющего вращающийся ротор с радиальными каналами, в которых установлены кавитаторы. В этом случае жидкость за счет центробежных сил разгоняется, двигаясь по каналам от оси к периферии ротора [2]. Работа центробежных сил при перемещении массы  $\Delta m$  от оси отверстия до точки, расположенной на радиусе  $R$  определяется интегрированием  $F_{ц}$  по  $R$ :

$$A = \int_0^R \Delta m \cdot \omega^2 \cdot R \cdot dR = \frac{\Delta m \cdot \omega^2}{2} \cdot R \quad (1)$$

Эта работа затрачивается на перекачивание жидкости и определяет гидравлическую мощность диспергатора. При анализе работы центробежных насосов эта составляющая определяет его КПД. В диспергаторах энергия, получаемая жидкостью в каналах ротора, позволяет выполнить подачу ее на выход, кавитационную обработку, гомогенизацию и нагрев.

Баланс энергии, затрачиваемой на обработку в диспергаторе определяется электроэнергией потребляемой из сети переменного тока и затратами энергии на электрические, механические, гидравлические потери в устройстве, а также на кавитационную обработку СОЖ, обеспечивающую диспергирование, гомогенизацию и нагрев [5]. Тогда мощность диспергатора определяется зависимостью

$$N_{\Sigma d} = N_{\Sigma n} + N_2 + N_m + N_{\Sigma n} + N_d \quad (2)$$

где  $N_{\Sigma d}$  — мощность, потребляемая электродвигателем;  $N_{\Sigma n}$  - потери мощности в электродвигателе;  $N_2$ - гидравлическая мощность диспергатора;  $N_m$  - механические (внешние) потери мощности;  $N_{\Sigma n}$  — внутренние потери мощности. Эти составляющие с достаточной степенью точности могут быть определены по расчетным зависимостям для центробежных насосов [3,4]. Часть энергии, которая расходуется собственно на перемешивание, диспергирование, и нагрев ( $N_d$ ), может быть определена расчетно-экспериментальным способом.

Для определения связи гидродинамических и энергетических параметров работы диспергатора необходимо проведение экспериментов, на основании которых выполняются расчеты коэффициентов, характеризующих эффективность работы установки.

В лаборатории кафедры «Технология машиностроения и металлорежущие станки» НТУ ХПИ создан экспериментальный на стенде с автоматизированной системой контроля [5]. Стенд оснащен датчиками давления и температуры, датчиком тока и электронным расходомером. От датчиков сигналы через концентратор и блок контроля в цифровом виде поступают в компьютер. На экране дисплея можно видеть текущие значения измеряемых параметров. При необходимости эти показания с заданным интервалом времени формируются в таблицы и выводятся на печать. В таблицах предусмотрен вывод параметров и коэффициентов, рассчитанных по приведенным ниже формулам.

Один из вариантов экспериментального стенда при испытаниях диспергатора для обработки СОЖ показан на рисунке 1. В данном эксперименте используется замкнутая система при работе диспергатора на бак.

Из бака жидкость поступает в диспергатор через трубопровод с краном ( $K_6$ ). На входе установлены датчики давления ( $P_1$ ) и температуры ( $T_1$ ). Изменение сопротивления подводящего канала выполняется с помощью вентиля ( $K_1$ ). На выходе из диспергатора установлены датчики давления ( $P_2$ ) и температуры ( $T_2$ ). Измерение текущих значений расхода жидкости выполняется с помощью электронного расходомера ( $\text{ЭРМ}$ ). Сопротивления в канале слива в бак изменялось с помощью вентиля ( $K_2$ ). В процессе экспериментов визуально определялась температура воды в баке ( $T_6$ ) и температура корпуса диспергатора ( $T_m$ ). Для определения нагрузки на электродвигатель установлен датчик тока ( $DT$ ), по показаниям которого в каждой контрольной точке определяется текущая мощность электродвигателя ( $N_{\Sigma d}$ ). Все эти показания записываются в таблице формируемой в ПК.

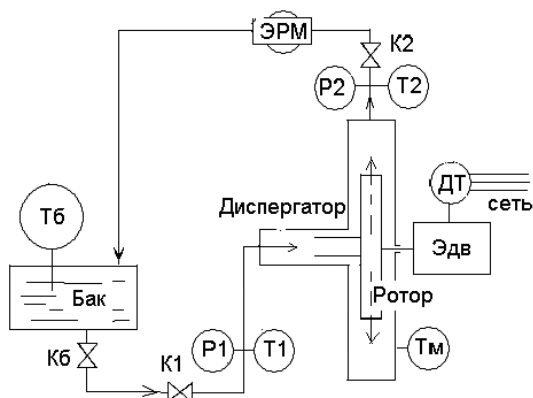


Рис.1 – Схема экспериментального стенда

Диспергатор установлен на фланце электродвигателя с номинальной мощностью 11 кВт. При испытании установки на холостом ходу потребляемая мощность составляла 3.6 кВт. Сюда входят потери в электродвигателе ( $N_{эл}$ ) и потери мощности в уплотнениях ( $N_{уп}$ ).

Внутренние потери ( $N_{вн}$ ) вызваны трением жидкости о стенки рабочей камеры и о поверхности вращающегося ротора. Условие равновесия элементарного объема среды сводится к равенству моментов сил трения на вращающейся и неподвижной поверхностях [3].

$$N_{вн} = 2.4 \times 10^{-7} K_v \cdot (\pi D_p^2 \cdot n)^2 \quad (3),$$

где  $D_p$ ,  $n$  - диаметр и частота вращения ротора. Коэффициент сопротивления ( $K_v$ ) определения экспериментально при вращении сплошного диска с параметрами ротора.

Конструкция рабочей зоны диспергатора обеспечивает работу почти без подсоса и возвратных потоков жидкости, поэтому гидравлическая мощность диспергатора ( $N_2$ ) соответствует полезной мощности и определяется по расходу  $Q$  и давлению на выходе  $P_2$  в каждой контрольной точке.

$$N_e = Q P_2 \quad (4)$$

При проведении эксперимента расчет гидравлической мощности выполнялся в каждой контрольной точке (Рис.2).

В процессе обработки жидкости в диспергаторе выделяется тепло ( $T_o$ ). Это тепло распределяется на нагрев жидкости ( $T_{жс}$ ), нагрев металла установки ( $T_m$ ), на передачу тепла окружающей среде ( $T_k$ ). Тогда тепловой баланс системы можно представить как

$$T_o = T_{жс} + T_m + T_k \quad (5)$$

Кроме того, при работе электродвигателя в нем выделяется тепло, которое через звенья соединения может передаваться корпусу и элементам диспергатора, а также уноситься в окружающую среду при обдуве двигателя вентилятором.

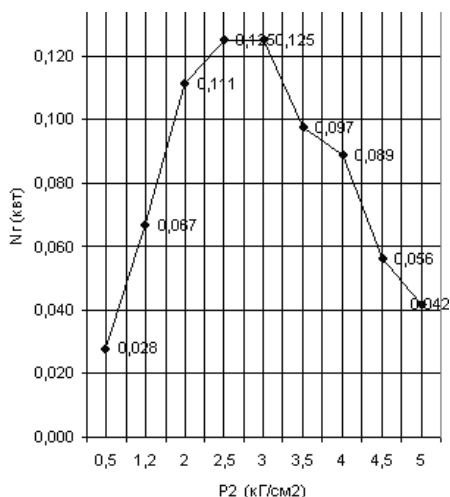


Рис.2 – График изменения гидравлической мощности

Если учесть, что при механических и внутренних потерях мощности также выделяется тепло, то при сравнении тепловых характеристик процесса нужно учитывать мощность нагрева ( $N_n$ ) в виде

$$N_n = N_m + N_{вн} + N_{д} = N_{эд} - (N_{эн} + N_{э2}) \quad (6),$$

Если во время испытаний диспергатора используется СОЖ с определенными параметрами и обработка выполняется при постоянных оборотах ротора, то  $N_m + N_{вн} \approx \text{const}$ . Тогда, динамика изменения тепловых процессов будет зависеть от  $N_{д}$ .

Интенсивность процессов в рабочей зоне можно косвенно оценить по количеству тепла выделенного при прохождении жидкости через диспергатор. Затраты мощности на нагрев жидкости, проходящей через диспергатор определяются зависимостью.

$$N_T = Q \cdot (T_2 - T_1) \cdot T_v \left( \frac{4.19 \cdot 1000}{3600} \right) \quad \text{кВт} \quad (7)$$

где  $Q$  – расход жидкости, проходящей через диспергаторов ( $\text{м}^3/\text{час}$ );  $T_v$  – удельная теплоемкость данной жидкости в ( $\text{Ккал}/\text{кг} \cdot \text{град} \cdot \text{С}$ );  $T_1$  и  $T_2$  – температура жидкости на входе и выходе диспергатора в ( $\text{град} \cdot \text{С}$ ).

Оценку эффективности тепловых характеристик кавитационной обработки определенной жидкости в диспергаторе выполняется по двум критериям: теплонапряженности процесса ( $K_T$ ) и энергоемкости тепловыделения ( $K_w$ ). Эти коэффициенты рассчитываются по измерениям, полученным в заданных точках, по таблицам результатов опытов в ПК. Теплонапряженность определяется текущим значением производительности диспергатора ( $Q$ ) и разностью температур на входе и выходе диспергатора

$$K_T = Q \cdot (T_2 - T_1) \quad \text{м}^3 \cdot \text{град} / \text{час} \quad (8)$$

Энергоемкость тепловыделения можно определить как

$$K_w = \frac{N_n}{Q \cdot (T_2 - T_1)} \quad \text{кВт} \cdot \text{час} / \text{м}^3 \cdot \text{град} \quad (9)$$

Оценку кавитационных процессов в диспергаторе можно выполнить, используя зависимость  $K_k = N_T / N_n$

Для определения оптимальных режимов работы диспергатора необходимо проведение экспериментального исследования, на основании которого в дальнейшем рассчитываются коэффициенты, определяющие параметры настройки установки. Структурная схема сбора и обработки данных показана на Рис.3.

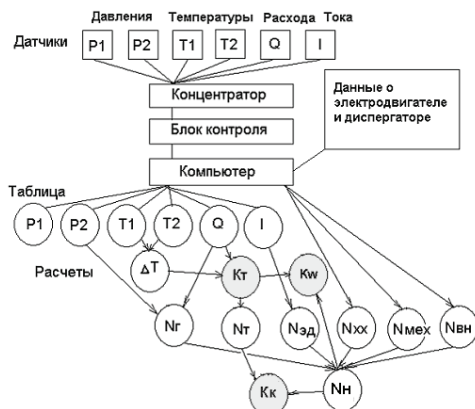


Рис.3 – Структурная схема сбора и обработки данных

После окончания опыта по данным таблиц ПК формируются графики. Пример такого графика показан на рис.4. Эксперимент проводился при изменении давления ( $P_3$ ) на выходе диспергатора с помощью вентиля ( $K_2$ ) и контроле остальных параметров процесса. Из графика видно, как реагирует проверяемая установка на изменение сопротивления на выходе. Изменение давления  $P_2$  от 0.5 до 5.0 кг/см<sup>2</sup> приводит к уменьшению разрежение на входе от – 0.3 до – 0.1. Производительность установки остается стабильной ( $Q=2.0$  м<sup>3</sup>/час) до  $P_2 = 2.0$  кг/см<sup>2</sup>, а затем начинает уменьшаться до 0.3 м<sup>3</sup>/час. Перепад температур на входе и выходе диспергатора ( $\Delta T$ ) вначале постепенно увеличивается от 0.7 до 1.1 град.С, но после  $P_2=4$  кг/см<sup>2</sup> возрастает до величины  $\Delta T=4.6$  град.С. По приведенным выше данным трудно установить оптимальные режимы работы установки. Далее определяются затраты мощности в каждой контрольной точке рассчитываются коэффициенты, характеризующих кавитационную обработку и нагрев СОЖ (Рис.5). В результате проведенного исследования установлено, что наиболее рациональные режимы работы диспергатора будут при давлении на выходе ( $P_2$ ) от 1.2 до 2 кг/см<sup>2</sup>. При этом обеспечиваются максимальная производительность ( $Q = 1.8 - 2$  м<sup>3</sup>/час) и наилучшие условия (при данной конструкции диспергатора) для кавитационной обработки ( $K_k = 0.53 - 0.55$ ).

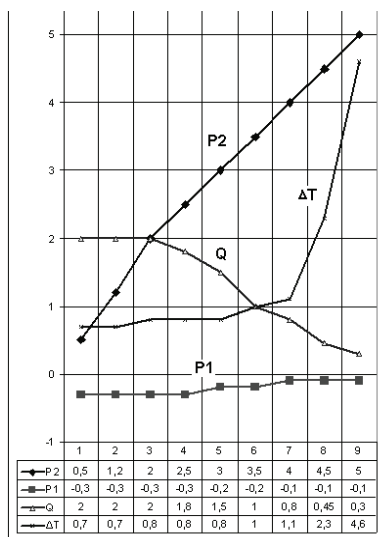


Рис.4 – График изменения гидродинамических параметров диспергатора

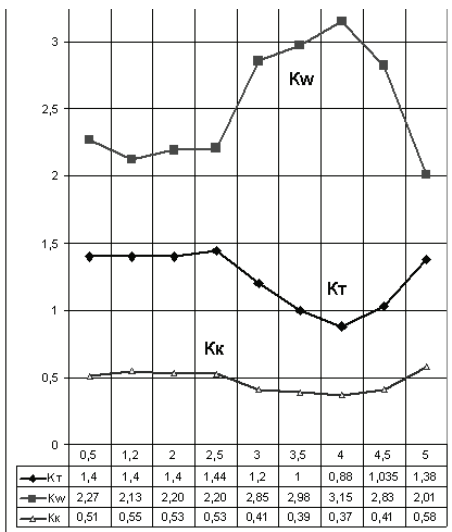


Рис.5 – Изменение коэффициентов эффективности

В дальнейшем, при необходимости, может быть проведен анализ СОЖ на гомогенность, дисперсность, бактериологическую засоренность, определены технологические характеристики при механической обработке на станке.

Эффективность кавитационной обработки СОЖ в диспергаторе определяется по теплonaпряженности процесса и энергоемкости тепловыделения. Данные экспериментального исследования гидродинамических и энергетических параметров работы установки используются для расчета коэффициентов, характеризующих интенсивность кавитационных процессов. Эти коэффициенты могут использоваться при создании автоматизированных систем управления диспергаторами, установленными в технологические линии. Данная методика может также использоваться при анализе работы гидродинамических теплогенераторов.

Список литературы: 1. Федоткин И.М., Гулый И.С. Кавитация, Кавитационная техника и технология, их использование в промышленности. Ч.1. – К.: Полиграфкнига, 1997. – 149с. 2. Башта О./, Машиностроительная гидравлика. - М: Машиностроение, 1974. 672с. 3. Михайлов А.К., Малошенко В.В. Конструкции и расчет центробежных насосов высокого давления. - М: Машиностроение, 1971. 4. Марцинковский В А. Гидродинамика и прочность центробежных насосов. - М: Машиностроение, 1970. 272 с. 5. Фесенко А.В. Оценка эффективности работы диспергатора для получения СОЖ. Вестник национального технического университета «ХПИ», сборник научных работ. Тематический выпуск: Технологии в машиностроении вып. – Харьков: изд. НТУ «ХПИ», – 2007. – №1. стр. 14- 18;

Поступила в редколлегию 21.04.08